

房间空调器小管径室外换热器流路优化

马迪¹, 谭裕锋², 吕根贵², 陈旗¹, 吴红霞², 晏刚¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安;

2. 海信(广东)空调有限公司, 529000, 广东江门)

摘要: 随着空调器的快速发展和国际铜价的持续升高,制冷空调行业采用的换热器在向着小体积、低成本发展的过程中往往面临着性能衰减的技术瓶颈。为突破此瓶颈,以一款冷暖型房间空调器翅片管式室外换热器为研究对象,将其换热管外径由7 mm减小至5 mm并在此基础上优化其流路,最终实现 $\Phi 5$ mm换热器性能达到初始样机水平并有效降低换热器成本。首先,分别在5种标准工况下测试初始样机性能;然后,利用CoilDesigner软件来分析小管径化对换热器性能的影响,仿真结果表明,在不改变流路布置的情况下, $\Phi 5$ mm换热器的换热能力略有提升,但制冷剂侧压降增大4~7倍;进一步地,有针对性地设计了5种流路布置方案来探究分路数、分路汇合位置等因素对换热器传热及压降特性的影响规律,总结了小管径翅片管式换热器流路优化的思路,并设计了3种 $\Phi 5$ mm管径室外换热器流路优化方案。仿真评估3种方案的可行性后制作样机进行性能测试,实验结果表明:方案(3)性能与原换热器相当,同时其材料成本可降低34.6%。

关键词: 房间空调器;翅片管式换热器;小管径;流路优化

中图分类号: TB69 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202405017 **文章编号:** 0253-987X(2024)05-0179-11

Research on Circuit Optimization of Small-Diameter Outdoor Heat Exchanger for Room Air Conditioner

MA Di¹, TAN Yufeng², LÜ Gengui², CHEN Qi¹, WU Hongxia², YAN Gang¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Hisense (Guangdong) Air Conditioning Co., Ltd., Jiangmen, Guangdong 529000, China)

Abstract: With rapid advancements in air conditioners and increasing international copper prices, the heat exchangers used in the refrigeration and air conditioning industry frequently face technical challenges that hinder performance degradation as efforts focus on compact size and cost efficiency. In response, a study is conducted on a dual-mode room air conditioner with a finned-tube outdoor heat exchanger. The outer diameter of the heat exchange tubes is reduced from 7 mm to 5 mm alongside the circuit optimization. The goal is to achieve the performance of the $\Phi 5$ mm heat exchanger at the level of the initial prototype and effectively reduce the cost of the heat exchanger. Firstly, the performance test of the original prototype is carried out across five standard operating conditions. Subsequently, CoilDesigner is utilized to assess the impact of tube diameter reduction on the heat exchanger's performance. Simulation results indicate a minor

improvement in the heat transfer capacity of the $\Phi 5$ mm heat exchanger without any circuit alterations. However, the refrigerant pressure drop increases by 4—7 times. Furthermore, five targeted circuit schemes are designed to examine the impact of factors such as the number of circuits and confluence locations of circuits on the heat transfer and pressure drop characteristics of the heat exchanger. The study summarizes an optimization approach for the circuit of small-diameter finned-tube heat exchangers. Three optimization schemes are developed for the $\Phi 5$ mm outdoor heat exchanger. After simulating and evaluating the feasibility of these three schemes, prototypes are generated for performance testing. The experimental results reveal that scheme (3) performs on par with the original heat exchanger while concurrently reducing material costs by 34.6%.

Keywords: room air conditioner; finned-tube heat exchanger; small tube diameter; circuitry optimization

近年来随着国内空调市场的迅速发展,房间空调器产销量逐年攀升,统计数据表明目前家用空调的年耗电量达到 400 亿 $\text{kW} \cdot \text{h}$ 以上^[1],同时房间空调器的能效标准也在逐渐提高^[2]。在各种暖通空调与制冷技术中,空气源热泵因其运行成本低、环境效益好、安装简便等优点被广泛应用于家用空调。然而,越来越多的应用也不可避免地增加了对能源和材料的需求^[3]。翅片管式换热器是空气源热泵中换热管外空气与换热管内制冷剂进行热传递的关键设备,其主要由铜换热管和铝翅片组成。空调器中铜的消耗量占铜总消耗量的 15% 以上^[4],且近年来铜的材料价格持续上涨,给翅片管式换热器的生产制造带来了巨大的成本压力。翅片管式换热器的性能受换热管内部结构^[5-6]、制冷剂类型^[7-8]、换热器的几何结构^[9-10]、翅片类型^[11-13]等多方面因素的影响,虽然优化这些参数可以有效提高翅片管式换热器的性能,但这往往会以付出更高的成本为代价。如何在满足房间空调器性能需求和能效标准的前提下,减少铜的用量来节约换热器成本,是众多空调企业迫切追求的目标。

室外换热器的发展趋势是发展紧凑式换热器^[14],即采用更小管径的铜管来提升其换热性能^[15]。小管径换热器具有结构更紧凑、成本更低、传热效率更高以及显著降低制冷剂充注量等优点^[16-17],但是换热器的小管径化也会带来制冷剂侧压降剧增、空气侧阻力变大、管内侧传热面积减小等弊端,最终可能导致房间空调器的性能降低和能效下降^[18-20]。换热器的流路布置对其性能有很大的影响^[21-23],这也说明了在过渡到更小的换热管管径时优化制冷剂流路的重要性。通过优化换热器的流路,可以在制冷系统其他设备保持不变的情况下,显著提升房间空调器的能效^[24]。王皓宇等^[25]通过数

值模拟研究了适用于冷藏陈列柜的小管径冷凝器在不同工况下的传热、压降性能,证明了冷凝器的小管径替代技术路线是可行的。李俊峰等^[26]分析了不同流路、不同运行工况下 $\Phi 5$ mm 换热器压降特性变化规律,结果表明 $\Phi 5$ mm 换热器冷凝工况下压降增大 0.5~1.3 倍,蒸发工况下压降增加 3 倍以上,另外他们提出了采用多管并联的过冷管,可以大幅度减少蒸发压降。陈伟等^[27]对一款 7 mm 管径改 5 mm 管径的室外换热器进行了优化设计,并通过实验测试了优化后室外换热器的换热性能。结果表明,相比于优化前的室外换热器,优化后室外换热器的额定制冷和额定制热工况下换热能力分别降低了 0.7% 和 0.3%。

目前,有关优化翅片管式换热器流路的研究主要集中在使用直径为 7 mm 或更大直径换热铜管的空调系统上,仅有少数学者对采用直径为 5 mm 换热铜管的翅片管式换热器性能进行研究,且研究范围较小。故在未来换热器小管径化发展的趋势下,亟需补充对不同规格小管径换热器性能的研究。因此,本文以一款冷暖型房间空调器室外换热器为研究对象,提出将其换热管管径由 7 mm 减小至 5 mm,力求在满足其性能和能效要求的前提下实现成本最小化。在数值仿真的指导下对其流路布置进行了优化,并通过实验验证了空调器的性能能够满足要求,同时换热器的材料成本预计可降低 34.6%。

1 原型机性能测试及仿真

1.1 实验装置及性能测试

原型机是一款冷暖型房间空调器,其冷媒采用 R410A,制冷剂充注量为 1 120 g;图 1 给出了房间空调器原型机的制冷系统,共有压缩机、室内换热

器、室外换热器和电子膨胀阀 4 个基本部件,其中室内换热器布置于空调室内机中,其余 3 个基本部件集中布置在空调室外机中。压缩机采用型号为 ASM103N11UFT 的定频压缩机,其工作电压与频率分别为 230 V 与 60 Hz;电子膨胀阀的型号为 SANHUA SHF-4-10L3;室内换热器采用 $\Phi 7$ mm-16U 的四进四出翅片管式换热器;室外换热器采用 $\Phi 7$ mm-双排 26U 的四进一出翅片管式换热器。

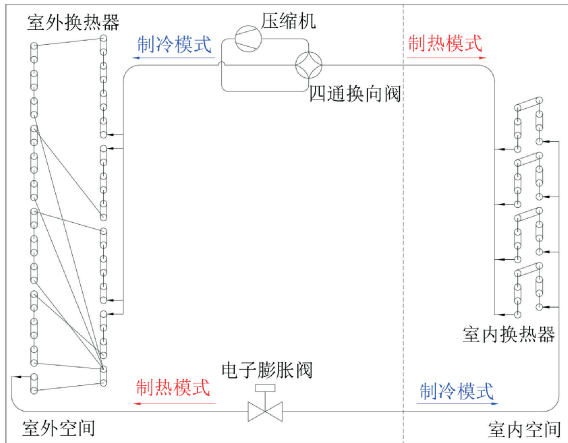


图 1 房间空调器原型机制冷系统布置示意图
Fig.1 Schematic layout of the refrigeration system of the prototype

原型机性能测试实验在空调器 5HP 焓差实验室中进行。该焓差室主要用于分体式房间空调器的性能测试,可以对空调器制冷量、压缩机耗功、出风温度等参数进行测量。实验所用的焓差室主要由室内侧房间和室外侧房间组成,包括工况控制系统和数据采集系统。其中,室内侧和室外侧工况的控制是通过操作焓差室工况控制柜来实现的;数据采集系统由室内侧实验台和室外侧实验台组成,包括若干热电偶、压力传感器、风量测试装置和空气干湿球温度测量装置等。

本文通过实验分别测试了原型机在 T_1 制冷工况、 T_3 制冷工况、高温制冷工况、额定制热工况和低温制热工况下的换热能力、样机功率、室内机风量、室内外换热器进出口的制冷剂温度与压力等数据。房间空调器的标准测试工况见表 1。将实验台安装好后启动焓差室,待焓差室室内侧和室外侧空气的干湿球温度、相对湿度均调节到标准设定工况后,开启空调待其运行稳定后开始记录所需的测试数据;每种不同的工况分别每隔 5 min 记录一组数据,每种工况记录 7 组数据,有效数据见表 2。

表 1 房间空调器的标准测试工况
Table 1 Standard testing conditions

测试工况	温度/℃			
	室外		室内	
	干球	湿球	干球	湿球
高温制冷	55	31	32	23
T_3 制冷	46	24	29	19
T_1 制冷	35	24	27	19
额定制热	7	6	20	15
低温制热	2	1	20	15

表 2 原型机性能测试数据
Table 2 Prototype performance testing data

测试工况	室内机	室外机	能效比
	换热量/W	换热量/W	
T_1 制冷	3 557	4 677	3.69
T_3 制冷	3 240	4 492	2.79
高温制冷	2 880	4 548	2.18
额定制热	3 638	3 184	4.04
低温制热	2 388	1 814	3.10

1.2 原型机性能仿真及分析

把原型机部分测试数据与结构参数作为初始条件,并合理地选取传热及压降关联式,利用 CoilDesigner 软件^[28]对初始室外换热器的性能进行仿真计算,换热量的仿真计算结果与原型机测试结果的对比如图 2 所示。由图 2 可以看出,5 种工况下室外换热器换热量仿真计算结果相较于实验得出的原型机测试结果的偏差均小于 1%,说明本次仿真输入的初始条件、选取的传热和压降关联式以及设置的关联式修正因子均较为合理,软件计算也较

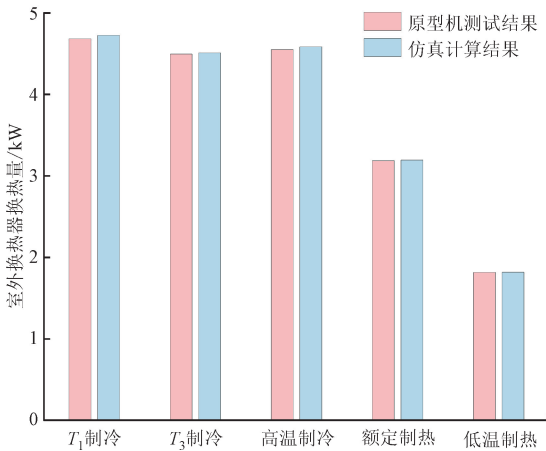


图 2 初始室外换热器换热量的仿真计算结果与原型机测试结果的对比
Fig.2 Comparison of simulation calculation results of heat exchanger capacity with prototype test results

为准确,模拟结果可靠,该软件可以指导后续流路优化工作。图3和图4分别给出了 T_1 制冷工况下管内制冷剂温度分布情况与5种工况下每根换热管的换热能力。在图4中,换热管1~26为第1列换热管(迎风侧),换热管27~52则代表第2列换热管(背风侧)。由图4曲线的变化趋势可得出,制冷工况下第2列换热管总体的换热量约为第1列换热管的一半;制热工况下第2列换热管性能衰减严重,其中额定制热工况下第2列换热管总换热量约为第1列的20%;低温制热工况下第2列换热管总换热量几乎为0。图4指出了换热性能较差的换热管位置,为换热器的流路优化提供了参考。

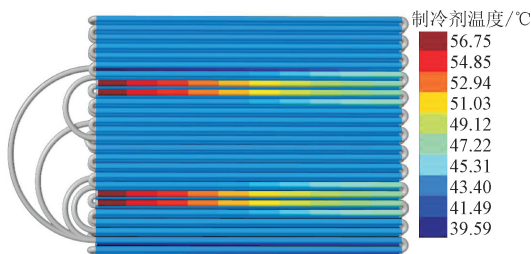


图3 T_1 制冷工况管内制冷剂温度分布

Fig. 3 Temperature distribution of refrigerant in the tube under refrigeration condition T_1

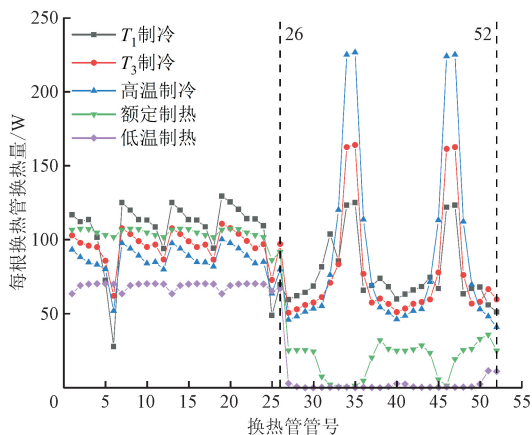


图4 5种工况下每根换热管换热量分布情况

Fig. 4 Distribution of heat exchange capacity per heat exchanger tube under five operating conditions

2 小管径室外换热器流路优化

2.1 小管径化对换热器换

通过仿真来分析小管径化对换热器性能的影响,遵循单一变量原则,仿真计算小管径室外换热器性能时仅将其换热管管外径由7 mm减小为5 mm,其余无关变量均与原换热器相同,得出仿真计算结果如图5所示。由图5可以看出,小管径换热器的换热能力略有提升,在不同工况下提升幅度约为

1%~3%。但是,制冷剂侧压降明显提高:制冷工况下室外换热器作冷凝器时制冷剂侧压降约为原换热器的4倍;制热工况下室外换热器作蒸发器时制冷剂侧压降约为原换热器的7倍。制冷剂侧压降的显著提高一方面导致压缩机功耗明显提升,最终使空调系统能效下降;另一方面使得传热温差衰减,恶化换热能力。因此流路优化应重点关注降低制冷剂侧压降。

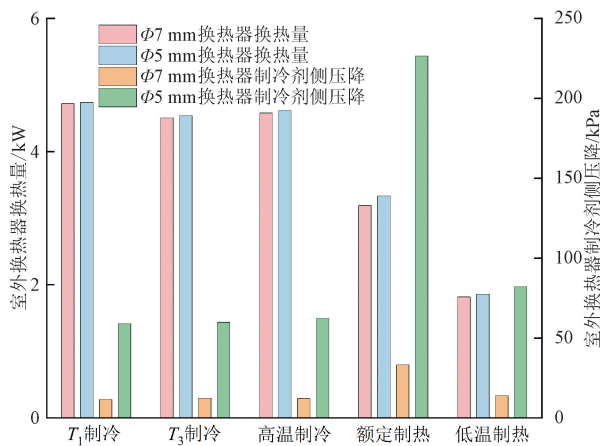


图5 小管径化对换热器性能的影响

Fig. 5 Effect of small tube sizing on heat exchanger performance

2.2 分路数、分路汇合位置对换热器性能的影响

对小管径换热器传热及压降特性影响较大的有换热器分路数和分路汇合位置两方面因素。

(1)换热器分路数。增加分路数可以降低每条支路中制冷剂流速,从而减小制冷剂在管中的沿程阻力和局部阻力,降低制冷循环的压降,使压缩机功耗降低。与之相反,减小分路数会提升制冷剂的流动阻力,但同时也提高了制冷剂的流速,从而增大了制冷剂侧的换热系数。因此,分路数需要选择一个合适的平衡点,既能够降低压缩机功耗,又能够表现出较好的换热能力。

(2)换热器分路汇合位置。当换热器作蒸发器时,推后分路汇合位置,延长干度较低的气液两相态制冷剂在分流前的流动管程,可以提高制冷剂处于干度较低的气液两相区的流动速度,从而提高制冷剂侧传热系数,同时也增大了制冷剂侧压降;与之相反,提前分路汇合位置能够降低制冷剂流动沿程阻力和局部阻力,同时也会降低换热性能。所以寻找合适的分路汇合位置既可以保持换热器换热能力,又能够降低压缩机的功率消耗。

为明确流路优化的方向,有必要研究换热器分路数、分路汇合位置对小管径换热器传热及压降特

性的影响规律。如图 6 所示,本文有针对性地设计了 5 种流路布置方案,通过仿真的结果来分析总结分路数、分路汇合位置等因素对换热器性能的影响规律。其中方案(a)、(b)、(c) 3 种流路布置方案为 6 进 1 出的流路布置,3 种流路的布置方式有所区别:分别为 N 、 N 与 n 混合和 n 型布置,可以对比探究在重力的作用下 N 、 n 型布置对换热器性能的影响;方案(d)为 8 进 1 出的流路布置,可与原流路和方案(c)来对比研究分路数对换热器传热及压降性能的影响;方案(e)为 6 进 1 出的流路布置,相比于方案(a),方案(e)改变了汇合管的位置,可用来探究分路汇合位置对换热器性能的影响规律。

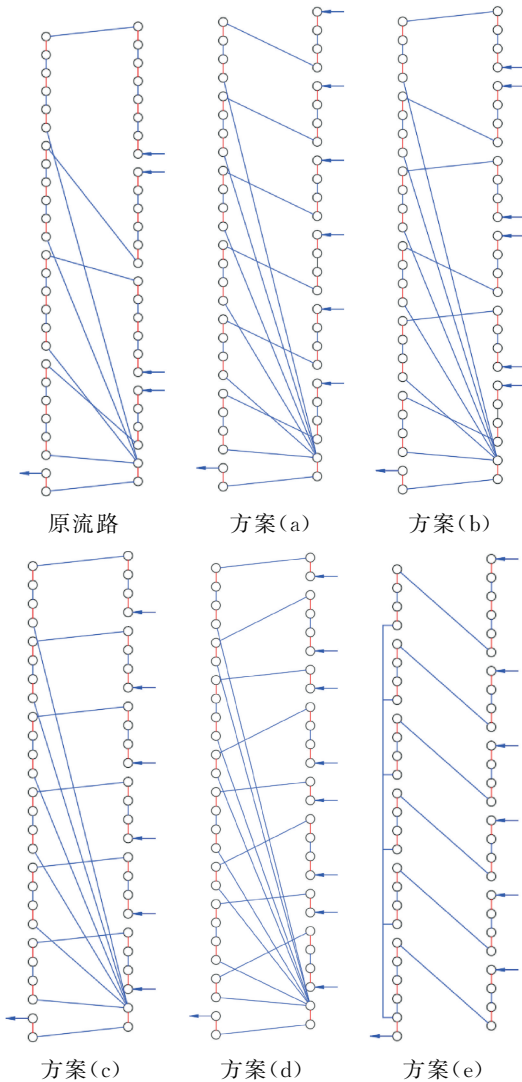


图 6 流路布置方案
Fig. 6 Circuitry arrangement schemes

以额定制热工况为例,上述 5 种流路布置方案性能的仿真计算结果如图 7 所示。分析图 7 可得出以下结论。

(1)对比方案(a)、(b)、(c)。换热器各支路的 N

型、 n 型和 N 与 n 混合型布置对换热器的传热及压降性能影响程度相近,其中换热器支路 N 型布置的换热量略大于其他两种布置方式。

(2)对比原流路、方案(c)和方案(d)。随着分路数的增大,换热器换热量逐渐减小,同时制冷剂侧压降显著下降,如流路数由 4 增大到 8 时,换热量下降了 3.6%,制冷剂侧压降下降了 39.1%。

(3)对比方案(a)、(e)。汇合管长度由 2 管程增大到 4 管程后制冷剂侧压降提升了 93.3%,同时其换热量提升了 2%。

(4)方案(e)汇合管为 2 管程,其制冷剂侧压降为 80.3 kPa,仍大于初始室外换热器的冷媒压降约一倍,故在流路优化时不再考虑带有汇合管的结构。

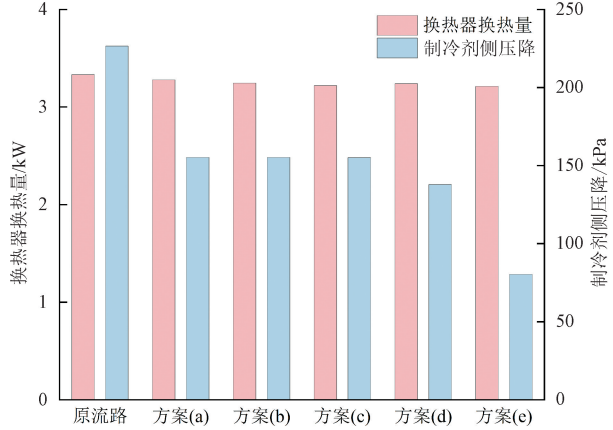


图 7 分路数与分路汇合位置对换热器性能的影响
Fig. 7 Influence of number of taps and tap convergence location on heat exchanger performance

2.3 小管径室外换热器流路优化思路

2.3.1 流路优化原则

基于前文对小管径室外换热器性能的研究以及分路数、分路汇合位置等因素对换热器传热及压降特性影响规律的探究,并结合了其他文献对流路优化的研究成果总结出流路优化的原则如下。

(1)换热器管径变小后应适当增加分路数,并合理选取分路汇合位置来降低制冷剂流过换热器的压降^[18,29];

(2)换热器作冷凝器时制冷剂与外界空气逆交叉流换热,作蒸发器时制冷剂与外界空气顺交叉流换热,这样可以提高平均对数传热温差^[30-33];

(3)制冷剂在冷凝器中应该尽量上进下出,以减小重力的作用对换热性能的负面影响^[34];

(4)为了降低冷媒压降,小管径室外换热器可根据实际情况考虑不采用汇合管结构;

(5)换热器每条换热支路的管程分布应尽量均匀^[35];

(6)迎风侧风速小的地方适当加长管程,风速大的地方适当缩短管程^[36-39];

(7)合理采用流量分配器、分液毛细管等分液装置来尽量保证每条支路中制冷剂分布均匀、稳定流动^[40]。

2.3.2 分路数的理论计算

对于小管径换热器的流路优化要找到合适的流路数,本文基于吴照国提出的微分方程^[1],推导了用于计算小管径换热器压降与原管径相当的最小流路数的公式,可用于指导小管径换热器的初步流路优化工作。

假设换热管的管径变化前后换热器的压降保持不变,原换热器的分路数为 I ,小管径换热器的分路数为 $I+i$,即当分路数增加 i 时使得换热器管径变化前后压降相当。

制冷剂侧压降 ΔP 与质流密度 G 和流程长度 L 成正比,可用下式计算

$$\Delta P = SG^2 L \quad (1)$$

为使换热器管径减小后压降保持不变,所以压降 ΔP 对管径 D 、换热器流路数 I 和换热器管程总长度 L_{total} 的全微分等于 0,如下式所示

$$\frac{\partial \Delta P}{\partial D} dD + \frac{\partial \Delta P}{\partial I} dI + \frac{\partial \Delta P}{\partial L_{\text{total}}} dL_{\text{total}} = 0 \quad (2)$$

假设换热器管程近似平均分配,则换热器管程总长度 L_{total} 可表示为单条换热管支路的管程 L 与流路数 I 的乘积,如下式

$$L_{\text{total}} = IL \quad (3)$$

将式(1)和(3)代入式(2)中并化简,得

$$\int \frac{1}{I} dI = \int \frac{1}{3L_{\text{total}}} dL_{\text{total}} - \int \frac{4}{3D} dD \quad (4)$$

将式(4)做不定积分,取整后得到分路数与管径的关系式

$$I = \exp\left(\frac{1}{3} \ln L_{\text{total}} - \frac{4}{3} \ln D + C\right) \quad (5)$$

式中 C 是一个任意的常数。

假设换热管总管程与单支路管程均不变,管径缩小后换热器需要增加的流路数 i 可由下式计算

$$i = I_{\text{new}} - I_{\text{org}} = \exp\left(\frac{4}{3} \ln \frac{D_{\text{org}}}{D_{\text{new}}}\right) \quad (6)$$

式中: D_{new} 为管径变化后的新管径; D_{org} 为原始管径。

将 $D_{\text{org}} = 7 \text{ mm}$ 、 $D_{\text{new}} = 5 \text{ mm}$ 代入式(6)中,计算得 $i = 1.57$,取整后为 $[i] = 2$,即对于此换热器

而言,为使换热器管径减小后制冷剂侧压降保持不变,流路应当增加 1.57 条,实际应用时应增加 2 条分路。

2.3.3 小管径换热器每条分路长度的估算方法

通过理论计算来估算小管径换热器每条分路的长度,一方面可以为流路优化设计提供初步参考,另一方面可缩短流路设计周期。首先用效能-传热单元数法(ϵ -NTU 法)来计算空气侧的表面传热系数。由于管壁面温度被设为定值,即管壁面的比热容可以认为无限大,不引起管壁温度的变化,因此可以将效能 ϵ 与传热单元数 N_{TU} 之间的关系简化为

$$\epsilon = 1 - \exp(-N_{\text{TU}}) \quad (7)$$

$$\epsilon = \frac{T_{\text{ain}} - T_{\text{aout}}}{T_{\text{ain}} - T_{\text{w}}} \quad (8)$$

式中: T_{ain} 为入口处空气温度; T_{aout} 为出口处空气温度; T_{w} 为铜管管壁温度。

式(7)中的传热单元数 N_{TU} 可由下式计算得到

$$N_{\text{TU}} = \frac{UA}{q_{\text{m}} c_p} \quad (9)$$

$$UA = \eta_0 h_0 A_0 \quad (10)$$

式中: q_{m} 为空气质量流量; c_p 为空气比定压热容; η_0 为翅片管式换热器的翅片总效率; h_0 为换热器空气侧表面传热系数,两者之间的计算可以由 Schmid 近似准则^[41]得到

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_{\text{f}}}{A_0} (1 - \eta) \quad (11)$$

$$\eta = \frac{\tanh(0.5mD_0\varphi)}{0.5mD_0\varphi} \quad (12)$$

式中: A_{f} 为换热器翅片表面积; A_0 为换热器翅片和圆管总表面积。

式(12)中的 m 由以下公式计算

$$m = \left(\frac{2h_0}{k_{\text{f}}\delta_{\text{t}}}\right)^{0.5} \quad (13)$$

$$\varphi = (R_{\text{eq}} - 1)(1 + 0.35 \ln R_{\text{eq}}) \quad (14)$$

$$R_{\text{eq}} = 2.54 \frac{X_{\text{M}}}{D_0} \left(\frac{X_{\text{L}}}{X_{\text{M}}} - 0.3\right)^{0.5} \quad (15)$$

$$X_{\text{M}} = \frac{P_{\text{t}}}{2} \quad (16)$$

$$X_{\text{L}} = \frac{1}{2} \left(\frac{P_{\text{t}}^2}{4} + P_{\text{l}}^2\right)^{0.5} \quad (17)$$

式中: k_{f} 为翅片导热系数; δ_{t} 为翅片厚度; P_{t} 为横向管间距; P_{l} 为纵向管间距。

利用式(7)~(17),可以通过迭代求解空气侧传热系数和翅片效率

$$Q = KA_0 \Delta T_{\text{m}} \quad (18)$$

$$K = \frac{1}{1/h_i + \delta/\lambda + 1/(h_o \eta_o \beta)} \tag{19}$$

$$\beta = \frac{A_o}{A_o - A_f} \tag{20}$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_w - T_{out}) - (T_w - T_{in})}{\ln[(T_w - T_{out})/(T_w - T_{in})]} \tag{21}$$

由效能-传热单元数法迭代计算得出空气侧的表面传热系数 h_o 后,通过下式估算每条分路的长度

$$L_i = \frac{Q}{N h_i \pi D_o \Delta T_i} \tag{22}$$

2.4 流路优化方案及性能仿真

2.4.1 流路优化方案

结合总结出的小管径换热器传热及压降特性,遵循前文列出的流路优化原则,并在理论计算的指导下设计了如图 8 所示的 3 种流路优化方案,其中右侧为室外换热器作为冷凝器时的迎风侧;方案(1)是 5 进 5 出的流路布置;方案(2)是 6 进 6 出的流路布置;方案(3)是 6 进 3 出的流路布置。

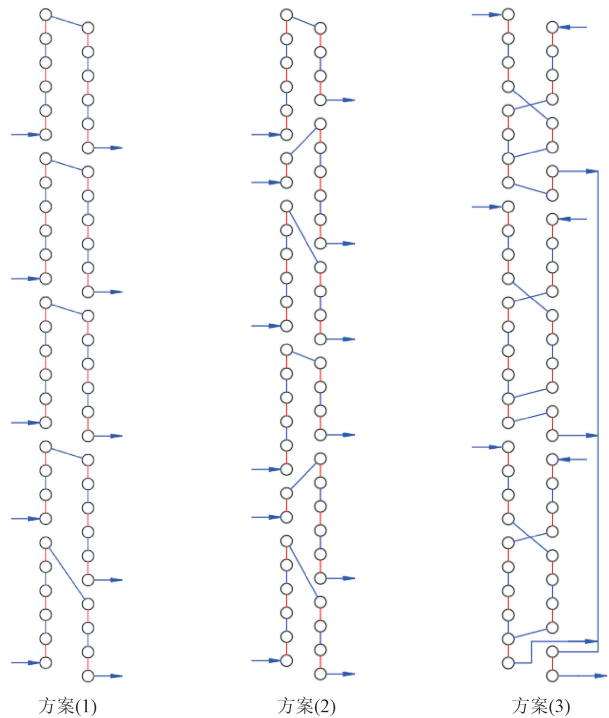


图 8 流路优化方案

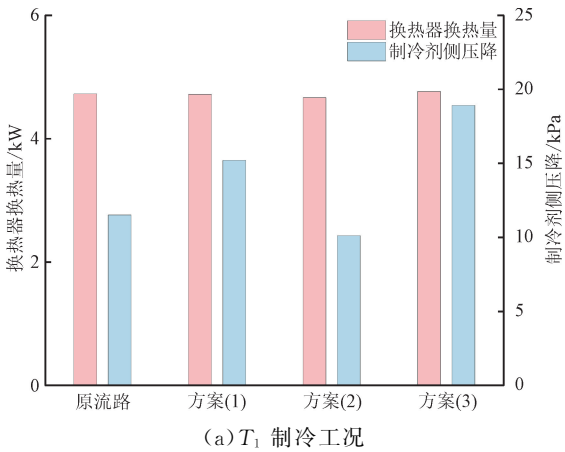
Fig. 8 Circuitry optimization solution

2.4.2 优化流路性能仿真

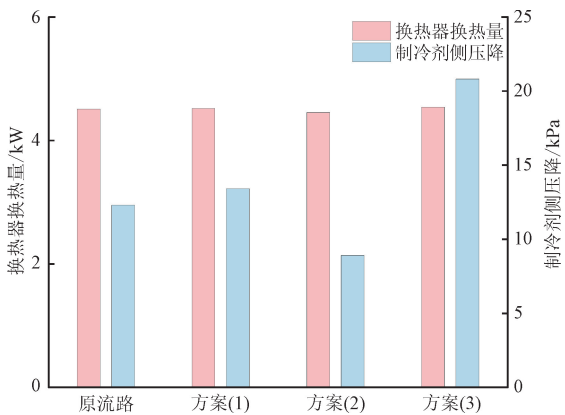
利用 CoilDesigner 软件^[28]在 5 种工况下分别对上述 3 种方案的换热量及制冷剂侧压降进行仿真计算,得到计算结果如图 9 所示。方案(1)换热量与原换热器基本相当,但制冷剂侧压降略大于原换热器,预计空调系统整体能效略有下降;虽然方案(2)在 5 种工况下的制冷剂侧压降小于原型机,但其

换热能力比原型机下降了 0.99%~2.38%,预计整机性能不能达到原型机水平;相较于原型机,方案(3)的换热能力更强,同时制冷剂侧压降提升了 64.3%以上,考虑到仿真选取的压降关联式应用于本换热器存在一定的误差,预计方案(3)可以符合换热能力与能效要求。

此外,换热器的材料成本按照铜的价格为 68 913 元/t、铝的价格 18 419 元/t 来估算,原换热器成本约为 188.1 元,优化流路后的 3 种方案成本约为 125.5 元,相较于原换热器成本减少了 34.6%。这里换热器成本指的是换热器的材料成本,即根据铜管的质量计算得出的铜的材料成本和根据铝翅片数计算得出的铝的材料成本之和,并没有考虑布置流路时所需分液头、集气管等配件的成本。新设计的适用于 $\Phi 5$ mm 翅片管式换热器的流路,与原有 $\Phi 7$ mm 翅片管式换热器的流路相比,二者在布置流路时均采用了一个分液头和一根集气管,区别只在于分液铜管的总长度略有不同: $\Phi 7$ mm 换热器采用 4 根分液铜管, $\Phi 5$ mm 换热器按照方案(3)布置采用 3 根分液铜管;另外方案(3)采用了 3 个爪型三通;最终经过估算,二者布置流路所需的配件成本基本一致,因此在计算换热器总成本时并未考虑配件的成本。



(a) T_1 制冷工况



(b) T_3 制冷工况

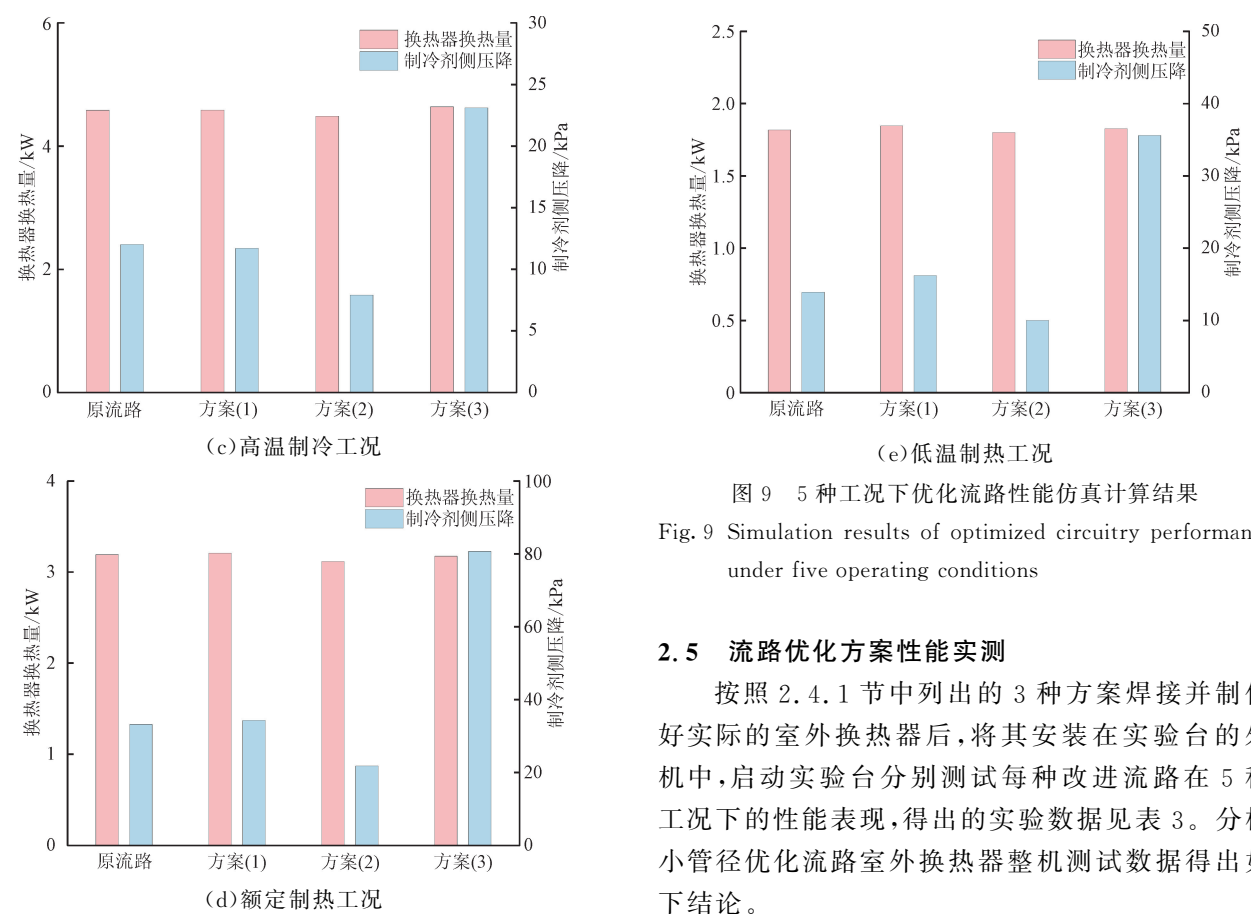


图 9 5 种工况下优化流路性能仿真计算结果
Fig. 9 Simulation results of optimized circuitry performance under five operating conditions

2.5 流路优化方案性能实测

按照 2.4.1 节中列出的 3 种方案焊接并制作好实际的室外换热器后,将其安装在实验台的外机中,启动实验台分别测试每种改进流路在 5 种工况下的性能表现,得出的实验数据见表 3。分析小管径优化流路室外换热器整机测试数据得出结论。

表 3 优化流路换热器性能测试数据

Table 3 Optimized flow path heat exchanger performance test data

测试工况	室内机换热量/W				能效比			
	原型机	方案(1)	方案(2)	方案(3)	原样机	方案(1)	方案(2)	方案(3)
T_1 制冷	3 566	3 591	3 552	3 701	3.78	3.62	3.52	3.77
T_3 制冷	3 220	3 246	3 269	3 391	2.84	2.76	2.67	2.86
高温制冷	2 880	3 050	3 051	3 130	2.18	2.15	2.13	2.18
额定制热	3 629	3 568	3 598	3 596	4.11	3.96	4.01	4.15
低温制热	2 388	2 322	2 331	2 345	3.10	2.95	2.98	3.11

(1)方案(1)在 T_3 制冷以及高温制冷工况下的性能近似原型机水平,但在剩余 3 种工况下性能相较于原型机有较大衰减,尤其是额定制热和低温制热性能严重衰减,这是由于室外换热器在制热工况下作蒸发器,小管径换热管流程阻力明显提升,导致制冷剂在蒸发过程中温度滑移增大,使其换热能力严重衰减。

(2)方案(2)的性能衰减幅度较大:制冷工况时换热能力能够与原换热器相当,但其能效比衰减 2.3%~6.9%;制热工况时,换热能力衰减 0.85%~2.4%,能效比衰减 2.4%~3.9%,且蒸发温度越低性能恶化越严重。

(3)对比方案(1)和方案(2),方案(1)的制冷性能优于方案(2),制热性能则与之相反。这是因为方案(1)的流路数小于方案(2),相同工况下每条支路中制冷剂流量更大,在制冷工况时换热能力提升带来的收益大于压降增大造成的不可逆损失,而在制热工况时压降带来的不可逆损失占据主导地位,这便造成了方案(1)的制冷性能优于方案(2),制热性能正好相反的现象。显然方案(1)与方案(2)性能均不符合要求。

(4)方案(3)在 3 种制冷工况下表现良好,对比原型机,其制冷能力与能效比分别提升 3.8%~8.7%和 0%~0.7%;在额定制热工况下,制热能力

衰减 0.9%,能效比提升 1%;低温制热工况下,其能效比与原型机基本一致,但其制热能力下降 1.8%。综合来看,方案(3)在多种工况下的能效比均优于原型机,虽然在两种制热工况下的制热能力略差于原型机,但也能够满足产品的能力要求,与此同时换热器的材料成本可降低 34.6%,一方面可以大量节约铜和铝的消耗量,另一方面提升了产品的市场竞争力。

(5)对比仿真与实验的结果,发现二者存在一定的误差,说明通过仿真可以指导、预测不同方案性能变化的趋势,但实际的性能还需要通过实验得出才更具说服力。

最后,综合评估性能测试结果、换热器成本、生产工艺难易等因素,确定方案(3)的 6 进 3 出流路为满足国际能效标准要求的 $\Phi 5$ mm 管径室外换热器最佳流路设计方案,达到了维持室外换热器性能基本不变的同时有效降低室外换热器成本的目的。

3 结 论

为了在满足房间空调器性能需求的基础上尽量降低换热器的成本,本文通过仿真与实验相结合的方式探究了在房间空调器室外机中利用 $\Phi 5$ mm 翅片管式换热器代替 $\Phi 7$ mm 翅片管式换热器的可行性。得出具体结论如下。

(1)小管径翅片管式换热器能够提高传热系数、降低换热器成本和减少制冷剂充注量,但也存在制冷剂侧压降明显增大、换热面积衰减等弊端,最终导致整机能效下降。因此,对于小管径换热器的流路优化设计应尽量降低制冷剂侧压降。

(2)对于小管径换热器的流路优化主要通过适当地增加换热器的分路数和选取合适的分路汇合位置来实现,具体而言可以考虑多流路和减少汇合管长度的流路布置方式,此结论普遍适用于小管径换热器的流路优化设计。

(3)6 进 3 出的流路布置方案性能较好,在总换热面积衰减 5.1%的情况下,仍能够保证 $\Phi 5$ mm 室外换热器性能达到与初始样机相同的水平。同时,有效降低室外换热器的成本 34.6%。由于换热器的传热过程受外界环境、制冷剂种类等因素的影响,本文得出的最优流路设计方案仅适用于文中研究的换热器或与之类似规格和工作环境的家用分体式空调换热器。

(4)文中总结了小管径换热器的流路优化原则和最优分路数的理论计算方法,并通过实验测试验证了流路优化思路的可靠性;说明此思路对于小管

径换热器的流路优化设计具有一定的指导意义,未来可以将其应用于其他型号和运行工况换热器的流路优化研究。

参考文献:

- [1] 吴照国. 小管径换热器应用于房间空调器的设计方法 [D]. 上海: 上海交通大学, 2011.
- [2] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. 房间空气调节器能效限定值及能效等级: GB 21455-2019 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2019.
- [3] DING Guoliang, REN Tao, ZHENG Yongxin, et al. Simulation-based design method for room air conditioner with smaller diameter copper tubes [J]. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 2012, 20(3): 1250012.
- [4] 郭梦茹, 蔡姗姗, 陈焕新, 等. 翅片管式冷凝器性能分析及多目标优化 [J]. 制冷与空调, 2018, 18(4): 93-98.
- [5] GUO Mengru, CAI Shanshan, CHEN Huanxin, et al. Performance analysis and multi-objective optimization of finned-tube condenser [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2018, 18(4): 93-98.
- [6] ANDRADE F, MOITA A S, NIKULIN A, et al. Experimental investigation on heat transfer and pressure drop of internal flow in corrugated tubes [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 140: 940-955.
- [7] SIDDIQUE M, ALHAZMY M. Experimental study of turbulent single-phase flow and heat transfer inside a micro-finned tube [J]. International Journal of Refrigeration, 2008, 31(2): 234-241.
- [8] DOMANSKI P A, YASHAR D, KIM M. Performance of a finned-tube evaporator optimized for different refrigerants and its effect on system efficiency [J]. International Journal of Refrigeration, 2005, 28(6): 820-827.
- [9] SALEEM S, BRADSHAW C R, BACH C K. Development of design guidelines for fin-and-tube heat exchangers with low-GWP refrigerants [J]. International Journal of Refrigeration, 2022, 143: 166-181.
- [10] LEE M, KIM Y, LEE H, et al. Air-side heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitches under frosting conditions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2010, 53(13/14): 2655-2661.
- [11] OH Y, KIM K. Effects of position and geometry of curved vortex generators on fin-tube heat-exchanger performance characteristics [J]. Applied Thermal En-

- gineering, 2021, 189: 116736.
- [11] HUANG Dong, ZHAO Rijng, LIU Yun, et al. Effect of fin types of outdoor fan-supplied finned-tube heat exchanger on periodic frosting and defrosting performance of a residential air-source heat pump [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 69 (1/2): 251-260.
- [12] ABU-HAMDEH N H, BANTAN R A R, ALIMORADI A. Heat transfer optimization through new form of pin type of finned tube heat exchangers using the exergy and energy analysis [J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 117: 12-22.
- [13] LIU Xiaoqin, WANG Min, LIU Hengheng, et al. Numerical analysis on heat transfer enhancement of wavy fin-tube heat exchangers for air-conditioning applications [J]. Applied Thermal Engineering, 2021, 199: 117597.
- [14] 丁国良, 欧阳华, 李鸿光. 制冷空调装置数字化设计 [M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.
- [15] 王婷婷, 任滔, 丁国良, 等. 小管径空调器的优化设计 [J]. 制冷技术, 2012, 32(4): 1-4.
WANG Tingting, REN Tao, DING Guoliang, et al. Optimal design of room air conditioner with smaller diameter copper tube [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2012, 32(4): 1-4.
- [16] 吴扬, 李长生, 邓斌. 采用小管径铜管空冷换热器的性能成本分析研究 [J]. 制冷技术, 2010, 30(2): 19-21.
WU Yang, LI Changsheng, DENG Bin. Research on substitute of smaller diameter copper tube in fin-and-tube heat exchanger [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2010, 30(2): 19-21.
- [17] 任滔, 丁国良, 韩维哲, 等. 空调器中采用小管径的影响分析及研发思路 [J]. 制冷技术, 2012, 32(1): 49-52.
REN Tao, DING Guoliang, HAN Weizhe, et al. The effect analysis and development ideas of applying smaller diameter copper tube in room air conditioner [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2012, 32(1): 49-52.
- [18] 涂小苹, 梁祥飞, 吴迎文, 等. 家用热泵空调器室外机换热器的流路优化 [J]. 制冷与空调, 2012, 12(3): 58-63.
TU Xiaoping, LIANG Xiangfei, WU Yingwen, et al. Circuit optimization of outdoor heat exchanger used for residential heat pump air conditioner [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2012, 12(3): 58-63.
- [19] 高晶丹. 采用小管径换热器的房间空调器特性研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2014.
- [20] 涂小苹, 方金升, 梁祥飞. 基于 APF 评价的家用空调室外换热器流路布局优化设计 [C]//第三国际制冷技术交流会论文集. 北京: 中国制冷学会, 2014: 309-315.
- [21] DING Weikun, FAN Jufang, HE Yaling, et al. A general simulation model for performance prediction of plate fin-and-tube heat exchanger with complex circuit configuration [J]. Applied Thermal Engineering, 2011, 31(16): 3106-3116.
- [22] YE H Y, LEE K S. Refrigerant circuitry design of fin-and-tube condenser based on entropy generation minimization [J]. International Journal of Refrigeration, 2012, 35(5): 1430-1438.
- [23] WANG Chichuan, LIU Minsheng, LEU J S. Influence of circuitry arrangement on the pressure drops of two-row finned tube evaporators [J]. Journal of Energy Resources Technology, 2001, 123(1): 100-103.
- [24] 宋吉, 吴国明, 丁国良. 基于新能效等级标准的房间空调器的换热器设计 [J]. 制冷技术, 2020, 40(3): 43-47.
SONG Ji, WU Guoming, DING Guoliang. Design of heat exchanger for room air conditioner based on new version of energy efficiency grade standard [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2020, 40(3): 43-47.
- [25] 王皓宇, 段欢欢, 刘群生, 等. 适用于冷藏陈列柜的小管径冷凝器的可行性分析 [J]. 冷藏技术, 2022, 45(3): 17-21.
WANG Haoyu, DUAN Huanhuan, LIU Qunsheng, et al. Feasibility analysis of small diameter condenser for refrigerated cabinet [J]. Journal of Refrigeration Technology, 2022, 45(3): 17-21.
- [26] 李俊峰, 玉鼎, 张文锋, 等. $\Phi 5$ mm 换热器在 R32 系统中压降特性研究 [J]. 制冷与空调, 2023, 23(5): 66-71.
LI Junfeng, YU Ding, ZHANG Wenfeng, et al. Research on pressure drop characteristics of $\Phi 5$ mm heat exchanger in R32 system [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2023, 23(5): 66-71.
- [27] 陈伟, 燕子腾, 曹昊敏, 等. 管径缩小后空调器室外换热器的优化设计与试验验证 [J]. 流体机械, 2022, 50(12): 42-48.
CHEN Wei, YAN Ziteng, CAO Haomin, et al. Optimization design and experimental validation of air conditioning outdoor heat exchanger with reduced pipe diameter [J]. Fluid Machinery, 2022, 50(12): 42-48.
- [28] JIANG Haobo, AUTE V, RADERMACHER R. CoilDesigner: a general-purpose simulation and design

- tool for air-to-refrigerant heat exchangers [J]. International Journal of Refrigeration, 2006, 29(4): 601-610.
- [29] 唐亚林. 室外换热器流路对变频空调 APF 的影响 [J]. 家电科技, 2014(6): 60-61.
- TANG Yalin. Outdoor heat exchanger passage impact on the APF [J]. China Appliance Technology, 2014(6): 60-61.
- [30] WANG C C, JANG J Y, LAI C C, et al. Effect of circuit arrangement on the performance of air-cooled condensers [J]. International Journal of Refrigeration, 1999, 22(4): 275-282.
- [31] 申广玉. 关于 R407C 房间空调器换热器管路设计的探讨 [J]. 制冷技术, 2003, 23(2): 36-37.
- SHEN Guangyu. Research on pipe line design of heat exchanger in R407C room air conditioner [J]. Chinese Journal of Refrigeration Technology, 2003, 23(2): 36-37.
- [32] 黄东, 贾杰楠. 室外换热器流路布置对热泵空调器的性能影响分析 [J]. 西安交通大学学报, 2010, 44(7): 33-37.
- HUANG Dong, JIA Jienan. Effect of refrigerant circuit arrangement of outdoor heat exchanger on performance of heat pump air conditioner [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2010, 44(7): 33-37.
- [33] 郭进军. 管路流程布置对换热器性能影响的数值模拟及实验研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 2003.
- [34] 梁俊杰, 田怀璋, 陈林辉, 等. 制冷剂在蒸发器中的流量分配及分液管设计 [J]. 石油化工设备, 2004, 33(1): 30-33.
- LIANG Junjie, TIAN Huaizhang, CHEN Linhui, et al. Mass flow distribution of refrigerant in the evaporator and design method of the distribute tube [J]. Petro-Chemical Equipment, 2004, 33(1): 30-33.
- [35] 张智, 金培耕, 涂旺荣, 等. 制冷剂流路对冷凝器换热特性的影响 [J]. 暖通空调, 2002, 32(5): 61-63.
- ZHANG Zhi, JIN Peigeng, TU Wangrong, et al. Effect of circuit arrangement on the heat exchange performance of air-cooled condensers [J]. Heating Ventilating & Air Conditioning, 2002, 32(5): 61-63.
- [36] 赵夫峰, 张浩, 曾小朗. 片宽对两排翅片管式换热器性能的影响 [J]. 制冷与空调, 2017, 17(4): 21-24.
- ZHAO Fufeng, ZHANG Hao, ZENG Xiaolang. Influence of fin width on performance of two row finned-tube heat exchanger [J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2017, 17(4): 21-24.
- [37] AGANDA A A, CONEY J E R, SHEPPARD C G W. Airflow maldistribution and the performance of a packaged air conditioning unit evaporator [J]. Applied Thermal Engineering, 2000, 20(6): 515-528.
- [38] 张春路, 高洁. 非均匀风速下翅片管换热器冷剂流路稳健设计 [J]. 同济大学学报(自然科学版), 2014, 42(1): 103-108.
- ZHANG Chunlu, GAO Jie. Robust design of fin-and-tube heat exchanger's refrigerant circuitry subject to different air maldistributions [J]. Journal of Tongji University(Natural Science), 2014, 42(1): 103-108.
- [39] HAN Qing, ZHANG Chi, CHEN Jiangping. Experimental and CFD investigation of R410A distributors for air conditioner [J]. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 2014, 22(2): 1440002.
- [40] BACH C K, GROLL E A, BRAUN J E, et al. Mitigation of air flow maldistribution in evaporators [J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 73(1): 879-887.
- [41] WONGWISES S, CHOKEMAN Y. Effect of fin pitch and number of tube rows on the air side performance of herringbone wavy fin and tube heat exchangers [J]. Energy Conversion and Management, 2005, 46(13/14): 2216-2231.

(编辑 武红江)